

BEST AVAILABLE COPY

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicants : Yasuji MIZUTANI et al.
Serial No. : To Be Assigned
Filed : Herewith
For : HYDRAULIC BRAKING SYSTEM WHEREIN
ELECTRICALLY CONTROLLABLE ASSISTING DRIVE
FORCE IS APPLIED TO MASTER CYLINDER PISTON
UPON BRAKE PEDAL OPERATION

JCS18 U.S. PTO
09/287707
04/07/99

Assistant Commissioner for Patents
Washington, D.C. 20231

CLAIM TO CONVENTION PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119

S I R :

A claim to the Convention Priority Date of each of the following Japanese Patent Applications is being made at the time this United States application is being filed.

<u>Application No.</u>	<u>Filed</u>
10-107517	April 17, 1998
10-320247	October 11, 1998
10-364575	December 22, 1998

In order to complete the claim to Convention Priority Dates under 35 U.S.C. 119, a certified copy of each of these Japanese applications is enclosed herewith.

Respectfully submitted,

KENYON & KENYON

By Edward W. Greason
Edward W. Greason
Reg. No. 18,918

One Broadway
New York, N.Y. 10004
(212) 425-7200
Dated: April 7, 1999
EXPRESS MAIL EL039757900US

K98Y11A

日 本 国 特 許 庁

PATENT OFFICE
JAPANESE GOVERNMENT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application:

1998年 4月17日

出 願 番 号
Application Number:

平成10年特許願第107517号

出 願 人
Applicant(s):

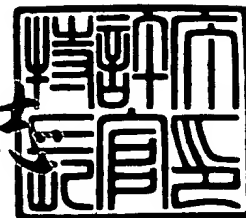
トヨタ自動車株式会社



1999年 1月22日

特許庁長官
Commissioner,
Patent Office

伴佐山 建志



出証番号 出証特平11-3000487

【書類名】 特許願

【整理番号】 TSN976332

【提出日】 平成10年 4月17日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60T 13/12

【発明の名称】 液圧ブレーキ装置

【請求項の数】 6

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 水谷 恭司

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 磯野 宏

【特許出願人】

 【識別番号】 000003207

 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100079669

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 神戸 典和

【選任した代理人】

 【識別番号】 100085361

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 池田 治幸

【選任した代理人】

 【識別番号】 100078190

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 中島 三千雄

【選任した代理人】

【識別番号】 100107674

【弁理士】

【氏名又は名称】 来栖 和則

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9712164

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 液圧ブレーキ装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダから供給された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、

前記加圧ピストンに、前記ブレーキ操作部材の操作力に基づいて加えられる主駆動力とは別に補助駆動力を加えるとともに、その補助駆動力を電氣的に制御可能な駆動力補助装置と

を含むことを特徴とする液圧ブレーキ装置。

【請求項 2】 前記駆動力補助装置が、前記補助駆動力を、前記ブレーキ操作部材の操作状態を表す操作状態量と、車両の走行状態を表す走行状態量との少なくとも一方に基づいて電氣的に制御する補助駆動力制御装置を含むことを特徴とする請求項 1 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 3】 前記駆動力補助装置が、
前記加圧ピストンに連携させられた補助ピストンおよびその補助ピストンに液圧を作用させる補助加圧室を備えた補助シリンダと、

高圧源と、

リザーバと、

それら高圧源、リザーバおよび補助加圧室の間に設けられ、補助加圧室への高圧源からの作動液の流入と補助加圧室からリザーバへの作動液の流出とを制御可能な電磁液圧制御弁装置と、

その電磁液圧制御弁装置を制御することにより、前記補助加圧室の液圧を制御する制御弁装置制御装置と

を含むことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 4】 前記補助シリンダが前記マスタシリンダとは別体に構成され、前記ブレーキ操作部材に連携させられることによりそのブレーキ操作部材を介して前記加圧ピストンに連携させられており、前記駆動力補助装置の補助ピスト

ンの受圧面積と、補助ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離との積が、加圧ピストンの受圧面積と、加圧ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置と前記支点との間の距離との積より小さくされ、かつ、当該液圧ブレーキ装置が、補助シリンダの補助加圧室とマスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら両加圧室を遮断しているが、駆動力補助装置の異常時にそれら両加圧室を連通させる異常時マスタ連通装置を含むことを特徴とする請求項 3 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 5】 当該液圧ブレーキ装置が、前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間で作動液の授受を行い、その授受量を制御することによって、前記加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置を制御するストローク制御装置を含むことを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 6】 前記ストローク制御装置が、前記ブレーキシリンダの液圧室であるブレーキ液圧室と前記マスタ加圧室とに接続された容積可変室と、その容積可変室の容積を制御することによって前記作動液の授受量を制御する作動液授受量制御装置とを含み、当該液圧ブレーキ装置が、前記容積可変室と前記マスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら容積可変室とマスタ加圧室とを連通させているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両室を遮断する異常時マスタ加圧室遮断装置を含むことを特徴とする請求項 5 に記載の液圧ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は液圧ブレーキ装置に関するものであり、マスタシリンダの加圧ピストンに加えられる駆動力を大きくする駆動力補助装置を有する液圧ブレーキ装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

上述の駆動力補助装置を含む液圧ブレーキ装置の一例が、特開平 4-328064 号公報に記載されている。この公報に記載の液圧ブレーキ装置は、①ブレー

キ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、②そのマスタシリンダから供給された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、③加圧ピストンに、ブレーキ操作部材の操作力（ブレーキ操作力と称する）に基づいて加えられる主駆動力とは別に補助駆動力を加える駆動力補助装置とを含むものである。この液圧ブレーキ装置においては、加圧ピストンに主駆動力と補助駆動力との両方が加えられるため、加圧室に発生させられる液圧を大きくすることができ、ブレーキ操作力の割にブレーキ力を大きくすることができる。しかし、この駆動力補助装置によって加えられる補助駆動力はブレーキ操作力に単純に比例するものである。すなわち、ブレーキ操作力と比例関係にあるもの以外の補助駆動力を加えることができないのである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題、解決手段、作用および効果】

そこで、本発明の課題は、駆動力補助装置を有する液圧ブレーキ装置において、補助駆動力をブレーキ操作力に対して単純な比例関係以外の関係に制御可能とすることである。この課題は、液圧ブレーキ装置を以下に記載の各態様のものとすることによって解決される。なお、各態様はそれぞれ項に分け、項番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用して請求項と同じ形式で記載する。これは、各項に記載の特徴を組み合わせる採用することの可能性を明示するためであって、本明細書の技術的特徴およびそれらの組み合わせが下記のものに限定されると解釈されるべきではない。

(1) ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダから供給された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、

前記加圧ピストンに、前記ブレーキ操作部材の操作力に基づいて加えられる主駆動力とは別に補助駆動力を加えるとともに、その補助駆動力を電氣的に制御可能な駆動力補助装置と

を含む液圧ブレーキ装置（請求項1）。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、加圧ピストンに加えられる補助駆動力が電氣的に制御される。そのため、操作力に単純に比例する大きさとは異なる大きさの補助駆動力を加えることも可能となる。また、補助駆動力が電氣的に制御されるため、制御を容易に行うことができ、制御の自由度を高めることができる。

なお、駆動力補助装置によって加えられる補助駆動力は、主駆動力が加えられる時期と同じ時期に加えられる力であっても、主駆動力と異なる時期に加えられる力であってもよい。後者の場合には、補助駆動力がブレーキ操作部材が操作されていない場合に（操作力が0の場合に）加えられることになり、液圧ブレーキ装置を自動ブレーキ装置として作動させることが可能となる。

（2）前記駆動力補助装置が、前記補助駆動力を、前記ブレーキ操作部材の操作状態を表す操作状態量と、車両の走行状態を表す走行状態量との少なくとも一方に基づいて電氣的に制御する補助駆動力制御装置を含むことを特徴とする（1）項に記載の液圧ブレーキ装置（請求項2）。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、補助駆動力が、ブレーキ操作部材の操作状態量と車両の走行状態量との少なくとも一方に基づいて制御される。ブレーキ操作部材の操作状態量には、操作量（操作力、操作ストローク等）、操作量の変化率（操作力、操作ストロークの変化速度等）、それらの組合わせ等が含まれる。例えば、補助駆動力を操作量の2次関数によって表される大きさとすれば、操作量の大きい場合に小さい場合より、操作量の変化量に対するブレーキ力の変化量を大きくすることができ、ブレーキ感度を高くすることができる。

車両の走行状態量には、車速、加速度、車輪のスリップ状態量（スリップ状態には制動スリップ、駆動スリップが含まれ、スリップ状態量は、これらのスリップ率、スリップ量、それらスリップ率またはスリップ量の変化率、それらスリップ率またはスリップ量とそれらの変化率との組合わせ等で表すことができる。）等、旋回状態量（旋回状態量は、ヨーレイト、左右車輪速度差、それらの変化率、それらヨーレイトや左右車輪速度差とそれらの変化率との組合わせ等で表すことができる。）等や、車両が走行している環境を表す環境状態量等が含まれる。例えば、制動開始時の車速が大きい場合に小さい場合より補助駆動力を大きくすれ

ば、車両を早期に停止させることができる。また、制動スリップ状態量が大きい場合に小さい場合より小さくすれば、車両の制動安定性を向上させることができる。それに対して、環境状態量には、路面の摩擦係数、外気温度等が該当するが、これら環境状態量に基づいて走行状態を推定することができるため、環境状態量を走行状態量に含ませることができる。例えば、路面の摩擦係数が小さい場合は大きい場合より、スリップ状態量が大きくなり易いと推定し得る。また、外気温度が低い場合には、作動液の粘性が高いため、応答遅れ（ブレーキの効き遅れ）が生じ易いと推定することができる。外気温度が設定温度より低い場合に補助駆動力を大きくしてマスタシリンダ液圧を高めに制御すれば、効き遅れを小さくすることが可能となる。環境状態量には、車両と車両の周辺（前方あるいは側方）に存在する人、物等との間の距離に関連する量（衝突危険度）も含まれる。これらの間の距離が小さい場合、距離の減少速度が大きい場合（接近速度が大きい場合）等には、衝突する危険性が高いと推定し得るため、補助駆動力を大きくして、車両を早急に停止させることが望ましい。

上述のスリップ状態量、旋回状態量、衝突危険度に基づく補助駆動力の制御は、アンチロック制御、トラクション制御、旋回制御（ビークルスタビリティ制御を含む）、緊急ブレーキ制御等の一態様であるとも考えることもできる。例えば、アンチロック制御において、主駆動力はそのまま、補助駆動力の制御によって制動スリップ状態が適正状態になるようにするのである。また、駆動力補助装置が、ブレーキ操作部材が操作されていない状態で補助駆動力を加えることができる装置である場合には、補助駆動力の制御によって、トラクション制御、旋回制御等を行うことが可能になる。緊急ブレーキ制御には、ブレーキ操作部材が操作されている場合にブレーキ力を大きくする制御や、ブレーキ操作部材の操作に先立ってブレーキ力を発生させる制御等が該当するが、上述の場合には、後者の制御も可能となる。さらに、アンチロック制御、トラクション制御、旋回制御が、駆動力補助装置とは別に設けられた走行状態制御装置によって行われ、走行状態制御が行われているか否かに基づいて補助制動力が制御されるようにすることもできる。例えば、これら走行状態制御が行われている間は、補助制動力を小さくし、走行状態制御への影響を小さくするのである。この場合には、走行状態制

御中には制御中設定値（例えば、1）とされ、非制御中には非制御中設定値（例えば、0）とされる制御状態量を走行状態量の一態様と考えることができる。

（3）前記駆動力補助装置が、

前記加圧ピストンに連携させられた補助ピストンおよびその補助ピストンに液圧を作用させる補助加圧室を備えた補助シリンダと、

高圧源と、

リザーバと、

それら高圧源、リザーバおよび補助加圧室の間に設けられ、補助加圧室への高圧源からの作動液の流入と補助加圧室からリザーバへの作動液の流出とを制御可能な電磁液圧制御弁装置と、

その電磁液圧制御弁装置を制御することにより、前記補助加圧室の液圧を制御する制御弁装置制御装置と

を含む(1) 項または(2) 項に記載の液圧ブレーキ装置（請求項3）。

補助加圧室の液圧を高くすれば、補助ピストンに加えられる液圧駆動力が大きくなり、加圧ピストンに加えられる補助駆動力が大きくなる。

補助シリンダは、マスタシリンダと並列に設けても、直列に設けてもよい。並列に設けられる場合には、補助ピストンと加圧ピストンとをブレーキ操作部材の長手方向に隔たった2部分と連携させるのであり、直列に設ける場合には、加圧ピストンのピストンロッドの一部を補助ピストンのピストンロッドとして利用したり、あるいは加圧ピストンと補助ピストンとを一体的に構成したりすることができる。後者の場合には、補助シリンダとマスタシリンダとの本体も一体的に構成することが望ましい。また、電磁液圧制御弁装置は、1つ以上の電磁液圧制御弁を含むものとしたり、複数の電磁開閉弁を含むものとしたり、1つの電磁方向切換弁を含むものとしたりすることができる。

（4）前記駆動力補助装置が、

前記ブレーキ操作部材に連携させられた補助ロッドと、

その補助ロッドに電動駆動力を加える電動モータと、

その電動モータの作動状態を制御することにより、前記電動駆動力を制御する電動モータ制御装置と

を含む(1) 項または(2) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

電動モータの作動状態の制御により補助ロッドに加えられる電動駆動力が制御され、加圧ピストンに加えられる補助駆動力が制御される。

(5) 前記補助シリンダが前記マスタシリンダとは別体に構成され、前記ブレーキ操作部材に連携させられることによりそのブレーキ操作部材を介して前記加圧ピストンに連携させられており、前記補助ピストンの受圧面積と、補助ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離との積が、前記加圧ピストンの受圧面積と、加圧ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離との積より小さくされ、かつ、当該液圧ブレーキ装置が、前記補助シリンダの補助加圧室と前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら両加圧室を遮断しているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両加圧室を連通させる異常時マスタ連通装置を含む(3) 項に記載の液圧ブレーキ装置（請求項4）。

駆動力補助装置の異常時にマスタ加圧室と補助加圧室とが異常時マスタ連通装置によって連通させられる。そのため、補助加圧室と高圧源やリザーバとの間における作動液の流入、流出が不可能になっても、マスタ加圧室との間における流入・流出が可能となる。補助加圧室には、ブレーキ操作部材の操作に伴ってマスタ加圧室から作動液が供給されるため、補助ピストンの移動が許容され、ブレーキ操作部材の操作が不可能になることが回避される。ブレーキ操作部材の操作が解除されれば、補助加圧室の作動液はマスタ加圧室に戻される。

また、補助ピストンの受圧面積と、補助ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置と支点との間の距離との積が、前記加圧ピストンの受圧面積と、加圧ピストンの連携位置と支点との間の距離との積より小さくされているため、後述するように、マスタ加圧室から補助加圧室に作動液が流出させられても、マスタ加圧室からブレーキシリンダへの作動液の供給は支障なく行われる。さらに、マスタ加圧室から補助加圧室に作動液が供給されることにより、補助駆動力（0 より大きい）を加圧ピストンに加えることが可能となる。実質的に、加圧ピストンの受圧面積が小さくされたのと同じことになり、ブレーキ操作力の割りにマスタ加圧室に発生させられる液圧を大きくすることができる。

式を用いて説明する。〔発明の実施の形態〕の項において詳細に説明するように、図2に示すように、補助ピストンの受圧面積を面積 S_S 、補助ピストンがブレーキ操作部材に連携させられる位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離を距離 L_S とし、加圧ピストンの受圧面積を面積 S_M 、加圧ピストンが連携させられた位置と支点との間の距離を距離 L_M とし、運転者によるブレーキ操作力を力 F とし、ブレーキ操作部材の操作力が加えられる位置と支点との間の距離を距離 L_F とした場合において、補助加圧室とマスタ加圧室とが連通させられた場合におけるマスタシリンダ液圧 P_M' は、式

$$P_M' = F \times L_F / (L_M \times S_M - L_S \times S_S) \cdots (1)$$

によって表される大きさとなる。この式において、上述のように、 $(S_S L_S < S_M L_M)$ が成立するため、液圧 P_M' が負の値になることはなく、ブレーキシリンダから作動液が逆流することが回避される。

また、補助駆動力が0の場合のマスタシリンダ液圧 P_M は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M) \cdots (2)$$

で表される大きさとなる。この(2)式を(1)式に代入すれば、マスタシリンダ液圧 P_M' は、式

$$P_M' = P_M \times (L_M \times S_M) / (L_M \times S_M - L_S \times S_S) \cdots (3)$$

と表すことができる。(3)式から、両加圧室を連通させた場合のマスタシリンダ液圧 P_M' の補助駆動力が0の場合のマスタシリンダ液圧 P_M に対する比率は、

$$P_M' / P_M = 1 / \{1 - (L_S \times S_S / L_M \times S_M)\} \cdots (4)$$

となるが、 $(S_S L_S < S_M L_M)$ とされているため、この比率は1より大きくなる。このように、両加圧室を連通させることにより、連通させない場合よりブレーキ力を大きくすることができるのである。補助加圧室にはブレーキ操作部材の操作に伴ってマスタ加圧室から作動液が供給され、それによって補助加圧室の液圧が高くなり、補助ピストンにはその液圧に応じた液圧駆動力が加えられ、ブレーキ操作部材を介して加圧ピストンには補助駆動力が加えられるのである。

(6) 前記補助シリンダと前記マスタシリンダとが互いに直列に配設されるとともに、前記補助ピストンの受圧面積が前記加圧ピストンの受圧面積より小さくされ、かつ、当該液圧ブレーキ装置が、前記補助シリンダの補助加圧室と前記マス

タシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら両加圧室を遮断しているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両加圧室を連通させる異常時マスタ連通装置を含む(3) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

本態様は(5) 項の態様において前記距離 L_M と距離 L_S とが等しくされた場合と実質的に同じである。なお、いずれの場合にも、補助シリンダは、ブレーキ操作部材に、ブレーキ操作力と同じ向きの回転モーメントを生じさせる補助駆動力を加える向きに配設される。

(7) 前記異常時マスタ連通装置が、前記高圧源の液圧が設定圧以下に低下すると、遮断状態から連通状態に切り換えられる機械式切換弁を含む(5) 項または(6) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

高圧源に異常が生じ、高圧源の液圧が設定圧以下になった場合には、電磁制御弁装置が、補助加圧室を高圧源からモリザーバからも遮断する遮断状態に切り換えられるようにされることが多く、その場合には、補助加圧室における作動液の流入・流出が不可能となる。しかし、機械式切換弁が連通状態に切り換えられれば、補助加圧室がマスタ加圧室に連通させられ、マスタ加圧室との間において作動液の流入・流出が可能となる。異常時マスタ連通装置が機械式切換弁を含むものであるため、電磁切換弁を含むものである場合より、切換えが確実に行われる。上記機械式切換弁の代表的なものは、高圧源の液圧をパイロット圧として作動するパイロット式切換弁である。

(8) 前記液圧ブレーキ装置が、前記補助シリンダの補助加圧室とマスタリザーバとの間に設けられ、常には、これらを遮断しているが、前記駆動力補助装置の異常時にこれらを連通させる異常時リザーバ連通装置を含む(3) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、駆動力補助装置の異常時、すなわち、補助加圧室と高圧源やリザーバとの間における作動液の流入・流出が不可能になった場合に、補助加圧室とマスタリザーバとが連通させられ、これらの間における作動液の流入・流出が可能とされる。補助加圧室には、ブレーキ操作部材のブレーキ操作に伴ってマスタリザーバから作動液が供給され、解除操作に伴ってマスタリザーバに作動液が戻される。

(9) 当該液圧ブレーキ装置が、前記マスタシリンダの加圧室との間で作動液の授受を行い、その授受量を制御することによって、前記加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置を制御するストローク制御装置を含む(1) 項ないし(8) 項のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置（請求項 5）。

加圧室との間の作動液の授受量を変化させれば、加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置を変化させることができる。ブレーキ操作部材の操作に伴って加圧ピストンが前進させられ、加圧室の容積が減少させられることになるが、この際、加圧室に作動液が供給されればストロークは小さくなり、作動液が流出させられればストロークは大きくなる。加圧室への作動液供給量が大きい場合は小さい場合よりストロークが小さくなり、また、加圧室からの作動液流出量が大きい場合は小さい場合よりストロークが大きくなる。

(10) 前記ストローク制御装置が、

本体と、

その本体に対して相対移動可能に配設された容積変化用ピストンと、

前記本体と前記容積変化用ピストンによって形成され、前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室に接続された容積可変室と、

前記容積変化用ピストンの本体に対する相対移動量を制御することにより前記容積可変室の容積を制御し、前記作動液の授受量を制御する作動液授受量制御装置と

を含む(9) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

マスタ加圧室と容積可変室とが接続されているため、容積可変室の容積を制御することによって、マスタ加圧室との間の作動液授受量を制御することができる。容積可変室の容積を減少させれば、マスタ加圧室に作動液が供給され、増加させれば、マスタ加圧室から作動液が流出させられる。容積可変室の容積の減少量，増加量を制御すれば、マスタ加圧室への作動液供給量，マスタ加圧室からの作動液流出量を制御することができる。

容積可変室の容積は、容積変化用ピストンの移動によって変化させられる。容積変化用ピストンは、液圧によって移動させられるようにしても、電動モータの駆動力によって移動させられるようにしてもよい。前者の場合には、本体の内部

の、容積変化用ピストンに対して容積可変室の反対側に形成された容積制御室の液圧を制御することによって容積変化用ピストンの移動量を制御することができる。これら容積変化用ピストン、容積可変室、容積制御室、本体等によってストローク制御用シリンダが構成される。ストローク制御用シリンダが、主としてストロークを小さくする場合に作動させられる場合には、ストローク低減用シリンダと称することもできる。作動液授受量制御装置は、高圧源と、リザーバと、これら高圧源、リザーバ、容積制御室の間に設けられた電磁液圧制御弁装置と、この電磁液圧制御弁装置を制御することによって、容積制御室の液圧を制御する制御弁装置制御装置とを含むものとしてすることができる。容積変化用ピストンが電動モータの駆動力によって移動させられる後者の場合には、電動モータの作動状態の制御によって容積変化用ピストンの移動量が制御されることになり、作動液授受量制御装置は、電動モータと、その電動モータの回転を容積変化用ピストンの移動に変換する運動変換機構と、電動モータの作動状態を制御するモータ制御装置とを含むものとしてすることができる。

(11) 前記ストローク制御装置が、前記ブレーキシリンダの液圧室であるブレーキ液圧室と前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室とに接続された容積可変室と、その容積可変室の容積を制御することによって前記作動液の授受量を制御する作動液授受量制御装置とを含み、当該液圧ブレーキ装置が、前記容積可変室と前記マスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら容積可変室とマスタ加圧室とを連通させているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両室を遮断する異常時マスタ加圧室遮断装置を含む(9)項または(10)項に記載の液圧ブレーキ装置(請求項6)。

容積可変室の容積は、作動液授受量制御装置によって制御可能であるが、容積可変室とマスタ加圧室とが遮断され、これらの間で作動液の授受が行われない状態において、容積可変室の容積が小さくされれば、容積可変室の液圧が高くなる。そこで、駆動力補助装置の異常時、すなわち、補助駆動力が0になったり、非常に小さくなったりして、マスタ加圧室の液圧を十分に高くすることができなくなった場合に、容積可変室をマスタ加圧室から遮断してブレーキ液圧室に連通させれば、ブレーキ液圧室の液圧を、マスタ加圧室の液圧より高くすることが可能

である。

ここで、駆動力補助装置が、(3) 項に記載の補助シリンダ、高圧源、リザーバ、電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置を含むものであり、ストローク制御装置が、ストローク制御用シリンダ、高圧源、リザーバ、電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置を含み、液圧により容積可変室の容積を制御する装置である場合には、高圧源が駆動力補助装置とストローク制御装置とで共有される場合がある。この場合において、高圧源に異常が生じ、液圧が設定圧以下に低下した場合には、上述の異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えても、容積可変室の液圧を高くすることが困難であり、ブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧より高くすることは困難である。しかし、高圧源は正常であるが、駆動力補助装置の電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置等に異常が生じた場合、高圧源、リザーバ、電磁液圧制御弁装置、補助加圧室間の液通路に液漏れが生じた場合、補助シリンダが作動不能になった場合等には、異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えることが有効である。ストローク制御装置の容積制御室に高圧の作動液を供給することが可能であるため、容積可変室の液圧を高くし得、ブレーキシリンダの液圧をマスタ加圧室の液圧より高くすることができるのである。

また、駆動力補助装置とストローク制御装置とに高圧源がそれぞれ専用に設けられている場合、駆動力補助装置が上述の高圧源等を有するものであるのに対し、ストローク制御装置が電動モータの作動状態の制御によって容積可変室の容積を制御するものである場合等にも、駆動力補助装置の高圧源の異常時に異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えることは有効である。さらに、駆動力補助装置が(4) 項に記載のように電動モータの作動状態の制御により補助駆動力を制御する装置であり、ストローク制御装置が高圧源等を有するものである場合、駆動力補助装置もストローク制御装置もそれぞれ専用の電動モータを有するものである場合等にも、駆動力補助装置の異常時に異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えることは有効である。

(12) 当該液圧ブレーキ装置が、前記ブレーキ操作部材の操作に伴って前記マスタシリンダの加圧室の容積を増減させることにより、前記加圧ピストンのマス

タシリンダ本体に対する相対位置を制御するストローク制御装置を含む(1)項ないし(8)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置。

ブレーキ操作部材の同じ操作力に対して、加圧室の容積が減少させられればストロークが小さくなり、加圧室の容積が増大させられればストロークが大きくなる。

【0004】

【発明の実施の形態】

以下、請求項1に記載の発明ないし請求項6に記載の発明に共通の一実施形態としての液圧ブレーキ装置について図面に基づいて詳細に説明する。

図1に示すように、本液圧ブレーキ装置は、通常のブレーキ系と、サーボ系とを有しており、これらが別系統になっている。通常のブレーキ系には、ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル10、マスタシリンダ12、各車輪14～20のホイールシリンダ22～28等が含まれている。マスタシリンダ12は2つの加圧室30、32を有するタンデム式のものであり、加圧室30、32には、ブレーキペダル10に連携させられた加圧ピストン34の移動に伴ってブレーキペダル10の操作力に応じた液圧がそれぞれ発生させられる。一方の加圧室30からは液通路36が、他方の加圧室32からは液通路38がそれぞれ延び出させられている。

【0005】

液通路36、38は、それぞれ途中で分岐させられており、液通路36の分岐部分の先端には、それぞれ上述のホイールシリンダ22、24が接続され、液通路38の分岐部分の先端には、それぞれ上述のホイールシリンダ26、28が接続されている。液通路36、38の分岐位置より下流側の部分には、それぞれ、保持弁としての電磁開閉弁44が設けられ、各ホイールシリンダ22～28とリザーバ46との間には減圧弁としての電磁開閉弁48が設けられている。保持弁44をバイパスするバイパス通路の途中には、ホイールシリンダ22～28からマスタシリンダ12に向かう作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁49が設けられ、電磁開閉弁44が閉状態にある場合にブレーキペダル10の踏込みが緩められた場合に、ホイールシリンダ内の作動液が早急に戻されるよ

うになっている。

また、リザーバ 46 からは、汲上通路 50 が延び出させられており、その途中に 2 つの逆止弁 52, 54, ポンプ 56, ダンパ 58 が設けられている。ダンパ 58 により、ポンプ 56 から吐出された作動液の脈動が抑制される。ポンプ 56 はモータ 60 の駆動によって作動させられる。

液通路 36 の分岐部分より上流側には、電磁開閉弁 62 が設けられ、電磁開閉弁 62 の下流側には、ストローク制御用シリンダ 64 が接続されているが、これらについては後述する。

【0006】

サーボ系には、ポンプ 70, アキュムレータ 72, 増圧制御弁 74, 減圧制御弁 75, マスタリザーバ 76 および補助シリンダ 78 等が含まれる。これらと、後述するが、コンピュータを主体とする液圧制御装置 80 の増圧制御弁 74, 減圧制御弁 75 を制御する部分等によって駆動力補助装置 81 が構成される。マスタリザーバ 76 の作動液が、ポンプ 70 によって加圧されてアキュムレータ 72 に蓄えられる。アキュムレータ 72 に蓄えられた作動液の液圧が設定液圧より高いか否かが圧力スイッチ 82 によって検出され、その圧力スイッチ 82 の状態に基づいてポンプ 70 を作動させるモータ 84 が制御されることにより、アキュムレータ 72 にほぼ一定の液圧の作動液が蓄えられることになる。

圧力スイッチ 82 は、図示しないが、複数のスイッチ部を有するものであり、アキュムレータ圧が低下し、第一設定圧以下になると、ON 状態から OFF 状態に切り換わり、アキュムレータ圧が上昇し、第一設定圧より大きい第二設定圧以上になると、OFF 状態から ON 状態に切り換わる。ON 状態から OFF 状態に切り換わった場合にモータ 84 が駆動され、OFF 状態から ON 状態に切り換わった場合に停止させられるようにすれば、すなわち、OFF 状態にある間駆動されるようにすれば、アキュムレータ圧を第一設定圧と第二設定圧の間の設定範囲内の液圧に制御することができる。

【0007】

圧力スイッチ 82 の作動特性を図 7 に示し、モータ 84 の制御プログラムを表すフローチャートを図 8 に示す。前述のように、ステップ 1 (以下、S1 と略称

する。他のステップについても同様とする。)において、モータ84が作動状態にあるか否かが判定される。作動状態でない場合(非作動状態である場合)には、S2において、圧力スイッチ82がON状態かOFF状態かが判定される。モータ84が非作動状態にあり、ON状態の場合には非作動状態に保たれるが、OFF状態の場合にはS3において作動させられる。それに対して、モータ84が作動状態にある場合には、S4において、同様に、圧力スイッチ82がON状態かOFF状態かが判定される。ON状態の場合には、S5において、モータ60は非作動状態にされるが、OFF状態の場合には、作動状態に保たれる。

なお、ポンプ70の吐出口とリザーバ76との間には、リリーフ弁86が設けられ、液圧が過剰に高くなることが回避される。

【0008】

補助シリンダ78は、シリンダ本体90と、そのシリンダ本体90に対して液密かつ摺動可能に配設された補助ピストン92と、補助ピストン92とシリンダ本体90との間に配設されたリターンスプリング94とを含むものであり、補助ピストン92はブレーキペダル10の支点96に対してペダルパッド98が設けられた側とは反対側において連携させられている。それに対して、前述のマスタシリンダ12の加圧ピストン34は、ペダルパッド98と同じ側において連携させられている。図2に示すように、本実施形態においては、ブレーキペダル10の支点96からペダルパッド98までの距離が距離 L_F であり、支点96から加圧ピストン34の連携位置までの距離が距離 L_M であり、支点96からこれら加圧ピストン34、ペダルパッド98が設けられている側とは反対側に距離 L_S 隔たって、補助ピストン92が連携させられているのである。

【0009】

上記シリンダ本体90と補助ピストン92とによって形成された空間のうち、リターンスプリング94が配設されているスプリング室は大気と連通させられ、そのスプリング室とは反対側の液圧室には上述のアキュムレータ72、マスタリザーバ76が、それぞれ、増圧制御弁74、減圧制御弁75を介して接続されている。この液圧室を補助加圧室100と称するが、補助加圧室100の液圧は、増圧制御弁74、減圧制御弁75の制御によって制御される。

【0010】

増圧制御弁74, 減圧制御弁75は構造が同じものであるため、増圧制御弁74について説明し、減圧制御弁75についての説明を省略する。増圧制御弁74は、ポンプ70の吐出口と補助加圧室100との間に設けられたものであり、図11に示すように、シーティング弁101と、コイル102を含む電磁駆動装置103と、スプリング104とを備えたものである。シーティング弁101は、弁子105と弁座106とを含むものであり、前後の液圧差に応じた差圧作用力が、弁子105を弁座106から離間する方向に作用する。スプリング104は、弁子105を弁座106に着座させる方向に付勢するものである。また、上記コイル102に電流を供給すると電磁駆動力が生じるが、電磁駆動力は、弁子105を弁座106から離間する方向に作用する。電磁駆動力は、コイル102に供給する電流を制御することによって制御することができる。このように、増圧制御弁74には、差圧作用力と、電磁駆動力と、スプリングの付勢力とが作用するが、差圧作用力と電磁駆動力とは同じ方向、すなわち、弁子105を弁座106から離間する方向に作用し、スプリングの付勢力が、弁子105が弁座106に着座する方向に作用する。そのため、差圧作用力と電磁駆動力との合力が、スプリングの付勢力より大きくなると、弁子105が弁座106から離間させられ、ポンプ70から補助加圧室100への作動液の流れが許容され、補助加圧室100の液圧が高くなる。電磁駆動力が大きい場合は小さい場合より、差圧が小さくても作動液の流れが許容されることになる。同様に、減圧制御弁75に含まれるコイル102に供給される電流が大きくされれば、補助加圧室100の液圧が低くなる。

【0011】

前記リターンスプリング94は、ブレーキペダル10の踏み込みが解除された場合に補助ピストン92を原位置に戻すために設けられたものであるが、リターンスプリング94によって、補助ピストン92のみでなく、ブレーキペダル10も原位置に戻されるため、リターンスプリング94はブレーキペダル10のリターンスプリングの機能も備えていることになる。ブレーキペダル10の原位置は図示しないストッパにより規定されている。

【0012】

本実施形態においては、補助加圧室100とマスタシリンダ12の加圧室32との間に、常開弁である電磁開閉弁108が設けられている。駆動力補助装置81が正常な場合には、ソレノイドに励磁電流が供給されて、これらを遮断する遮断状態に切り換えられるが、駆動力補助装置81に異常が生じた場合には、電流が供給されなくなることにより、連通状態に戻される。

【0013】

前述のストローク制御用シリンダ64は、シリンダ本体110と、シリンダ本体110に対して摺動可能に設けられた制御用ピストン114とを含むものであり、シリンダ本体110と制御用ピストン114とによって2つの液室116、118が形成される。一方の液室116が、前述の液通路36に接続され、他方の液室118には、増圧制御弁122を介してアキュムレータ72が接続されるとともに、減圧制御弁124を介してマスタリザーバ76が接続される。以下、一方の液室116を容積可変室と称し、他方の液室118を容積制御室と称する。容積可変室116にはリターンスプリング126が設けられ、制御用ピストン114が図の左方へ付勢されている。

【0014】

増圧制御弁122、減圧制御弁124は、上述の増圧制御弁74、減圧制御弁75と同じ構造のものであり、ソレノイドへの励磁電流の制御により、容積制御室118の液圧が制御される。

容積制御室118の液圧により制御用ピストン114が右方へ移動させられれば、容積可変室116の容積が小さくなり、容積可変室116の作動液が加圧室30に供給される。左方へ移動させられれば、加圧室30から作動液が流出させられる。ブレーキペダル10の操作に伴って加圧ピストン34が左方へ移動させられ、加圧室30の容積が減少させられることになるが、この際、加圧室30に作動液が供給されれば、ストロークが小さくなり、作動液が流出させられればストロークは大きくなる。容積制御室118から加圧室30への作動液供給量が大きい場合は小さい場合より、加圧ピストン34のマスタシリンダ本体に対する相対位置が右方へ位置することになり、操作ストロークが小さくなる。逆に、加圧室3

0からの作動液流出量が大きい場合は小さい場合よりストロークが大きくなる。

【0015】

このように、容積制御室118の液圧を制御することにより、容積可変室116の容積が制御されるとともに加圧室30との間の作動液の授受量が制御され、操作ストロークが制御されることになる。なお、ブレーキペダル10が踏み込まれていない場合には、制御用ピストン114は中立位置に保たれる。容積制御室118の液圧は、この制御用ピストン114の中立位置において、リターンスプリング126の付勢力とつり合う大きさに保たれるのである。これらストローク制御用シリンダ64、増圧制御弁122、減圧制御弁124、アキュムレータ72、ポンプ70、ポンプモータ84、マスタリザーバ76、液圧制御装置80の増圧制御弁124、減圧制御弁122を制御する部分等により、ストローク制御装置128が構成される。

【0016】

また、電磁開閉弁62は、常開弁であり、駆動力補助装置81が正常な場合には連通状態に保たれるが、駆動力補助装置81に異常が生じた場合、厳密にいえば、アキュムレータ72、ポンプ70等が正常であって、増圧制御弁74、減圧制御弁75に異常が生じた場合に、遮断状態に切り換えられる。増圧制御弁74、減圧制御弁75に異常が生じた場合には、補助シリンダ78の補助加圧室100の液圧は制御できなくなるが、容積制御室118の液圧は、増圧制御弁122、減圧制御弁124の制御により制御可能であり、容積制御室118の液圧の制御により、容積可変室116の容積を小さくし、液圧を加圧室30の液圧より高くすることができる。ホイールシリンダ22、24に加圧室30の液圧より高い液圧の作動液を供給することが可能となるのである。ホイールシリンダ26、28には、加圧室32の液圧がそのまま供給される。

【0017】

前記液圧制御装置80の入力部には、各車輪の回転速度を検出する車輪速センサ140～146、ブレーキペダル10の踏力を検出する踏力センサ148、操作ストロークを検出するストロークセンサ150、補助加圧室100の液圧を検出する補助液圧センサ152、容積制御室118の液圧を検出する制御用液圧セ

ンサ 154、加圧室 30 の液圧を検出するマスタ圧センサ 156 等が接続され、出力部には、増圧制御弁 74、122、減圧制御弁 75、124 のソレノイド、電磁開閉弁 44、48 のソレノイド、電磁開閉弁 62、108 のソレノイド等が図示しない駆動回路を介して接続されるとともに、モータ 60、84 等が図示しない駆動回路等を介して接続されている。ROM には、前述の図 7 のフローチャートで表されるモータ制御プログラム、フローチャートの図示は省略するが、アンチロック制御プログラム等種々の制御プログラム、図 3、4 のグラフで表される制御マップ等が格納されている。

【0018】

踏力センサ 148 は、ペダルパッド 98 に加えられた運転者の踏力を検出するものであり、例えば、ペダルパッド 98 に取り付けられた弾性部材の変形量等に基づいて検出することができる。

マスタ圧センサ 156 は、液通路 36 の電磁開閉弁 62 の下流側に設けられているため、電磁開閉弁 62 が遮断状態にある場合には加圧室 30 の液圧を検出することはできないが、電磁開閉弁 62 が遮断状態に切り換えられるのは、異常時にであるため、この場合に、マスタシリンダ液圧が制御されることはないため、差し支えないのである。

容積制御室 118 の液圧に基づいて加圧室 30 との間の作動液授受量が取得され、補助加圧室 100 の液圧に基づいて駆動ピストン 92 に作用する液圧駆動力が取得され、ブレーキペダル 10 を介して加圧ピストン 34 に加えられる補助駆動力が取得される。車輪速センサ 140～146 によって検出された車輪速度に基づいて、各車輪 14～20 のスリップ状態と車速とが取得される。本実施形態においては、運転者によるブレーキペダル 10 の踏力とマスタシリンダ液圧との関係が図 3 のグラフで表されるように、補助加圧室 100 の液圧が制御される一方、ストロークとマスタシリンダ液圧との関係が図 4 のグラフで表されるように、容積制御室 118 の液圧が制御される。

【0019】

以上のように構成された液圧ブレーキ装置における作動について説明する。

駆動力補助装置 81 が正常な場合には、電磁開閉弁 108 は遮断状態に切り換

えられ、電磁開閉弁62は図示する連通状態に保たれる。

ブレーキペダル10が踏力Fで踏み込まれた場合において、補助加圧室100の液圧が液圧 P_S に制御され、加圧室の液圧が液圧 P_M になった場合について図2に基づいて説明する。補助ピストン92の受圧面積が面積 S_S とされ、加圧ピストン34の受圧面積が面積 S_M とされるが、本実施形態においては、受圧面積 S_M が受圧面積 S_S より大きくされている($S_M > S_S$)。また、受圧面積と支点96からの距離との積についても、補助シリンダ90についての積よりマスタシリンダ12についての積の方が大きくされている($S_M L_M > S_S L_S$)。

【0020】

ブレーキペダル10の支点96回りのモーメントの釣り合いを考えると、式
$$F_S \times L_S + F \times L_F = F_M \times L_M$$
が成立する。ここで、力 F_S は補助加圧室100の液圧により補助ピストン90に加えられる液圧駆動力であり、この液圧駆動力 F_S がブレーキペダル10に加えられることになる。力 F_M はマスタシリンダ12の加圧ピストン34に加えられる力であり、力 F_M は、式

$$F_M = F_S \times L_S / L_M + F \times L_F / L_M$$

で表される。この式における第1項($F_S \times L_S / L_M$)は、液圧駆動力により加圧ピストン34に加えられる力であり、補助駆動力と称する。第二項($F \times L_F / L_M$)は踏力Fによって加圧ピストン34に加えられる力であり、主駆動力と称する。

【0021】

それに対して、液圧駆動力 F_S の大きさは、式、

$$F_S = P_S \times S_S$$

で表され、力 F_M の大きさは、式

$$F_M = P_M \times S_M$$

で表される。その結果、マスタシリンダ12の液圧 P_M は、

$$P_M = P_S \times S_S \times L_S / (L_M \times S_M) + F \times L_F / (L_M \times S_M)$$

と表されることになる。また、補助加圧室100の液圧 P_S をマスタシリンダ12の液圧を用いて($\alpha \times P_M$)と表せば、液圧 P_M は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M - \alpha \times L_S \times S_S)$$

となり、

$$F_M = F \times L_F \times S_M / (L_M \times S_M - \alpha \times L_S \times S_S)$$

とまる。上式より、踏力Fが、倍力率 $[L_F / \{L_M - \alpha \times L_S \times (S_S / S_M)\}]$ で倍力されることがわかる。倍力率は1より大きい。

【0022】

本実施形態においては、補助加圧室100の液圧が、加圧室30の液圧 P_M と踏力Fとが、図3のグラフで表される関係を有するように制御される。踏力Fが小さい場合はブレーキの効きがよくなるように、すなわち、踏力Fの1/二次関数または2/3次関数で表される関係を有するように制御される。これにより、ジャンピング効果を享受することができる。また、踏力Fが通常の大きさ以上の範囲においては、二次関数で表される関係を有するように制御される。踏力Fがそれほど大きくない範囲内にある場合においては、運転者による制御性を向上させるために、踏力変化量に対するブレーキ力変化量が小さい（ブレーキ感度が低い）方が望ましく、踏力Fが大きい場合には、ブレーキ力が大きく、ブレーキ感度が高い方が望ましいのである。

容積制御室118の液圧は、加圧室30の液圧 P_M とストロークSとが、図4のグラフで表される関係を有するように制御される。ストロークが小さい場合は運転者による制御性を向上させ、ストロークが大きい場合はストロークの増加量に対するブレーキ力の増加量が大きいことが望ましいため、ストロークと液圧 P_M との関係が二次関数で表される関係になるように制御されるのである。

【0023】

また、マスタシリンダ液圧 P_M と踏力Fとの関係、ストロークSとの関係をそれぞれ制御すれば、マスタシリンダ液圧 P_M と仕事率（効率）との関係や剛性との関係を制御することも可能である。

簡単のため、補助加圧室100の液圧が、加圧室の液圧 P_M と踏力Fとが、式

$$P_M = k \times F^2$$

で表される関係を有するように制御され、容積制御室118の液圧が加圧室の液圧 P_M とストロークSとが、式

$$P_M = k' \times S^2$$

で表される関係を有するように制御された場合について説明する。ここで、 k 、 k' は定数であるが、補助加圧室100の液圧の制御により、自由に変更し得る値である。この場合には、仕事率 $\{dP_M / (F \times dS + S \times dF)\}$ は、図5のグラフで表されるように一定値 $\sqrt{k k'}$ となり、剛性 (dF / dS) も、グラフの図示は省略するが、一定値 $\sqrt{k' / k}$ となる。

このように制御すれば、仕事率が一定に保たれるため、運転者の仕事増加量（操作増加量）に対するブレーキ力の増加量が一定とされ、一定したブレーキ効き感が得られる。また、剛性も一定に保たれるため、運転者の感じるブレーキの堅さも一定に保たれる。また、定数 k 、 k' の大きさを変更すれば、これら一定値 $\sqrt{k k'}$ 、 $\sqrt{k' / k}$ の大きさを変更することができ、全体のブレーキ効き感を変更することもできる。

【0024】

それに対して、マスタシリンダ液圧 P_M と踏力 F とが、式

$$P_M = k \times F^{2/3}$$

で表される関係を有するように、マスタシリンダ液圧 P_M とストローク S とが、式

$$P_M = k' \times S^2$$

で表される関係を有するように制御された場合には、仕事率は、液圧 P_M^{-1} の関数 $\{\sqrt{k^3 k'} / 2 P_M\}$ となり、剛性は、液圧 P_M の一次関数 $\{3 \sqrt{k' / k^3} \times P_M\}$ となる。

このように制御すれば、ブレーキ力が小さい場合は大きい場合より仕事率が大きくなるため、操作増加量に対するブレーキ力の増加量が大きく、ブレーキの効きが良いと感じられることになる。また、剛性がブレーキ力の増加に伴って大きくなるため、ブレーキが堅く感じられるようになる。

【0025】

また、マスタシリンダ液圧 P_M と踏力 F との関係、マスタシリンダ液圧 P_M とストローク S との関係が、それぞれ、一般的な二次関数

$$P_M = k (F - a)^2 + b$$

$$P_M = k' (S - c)^2 + d$$

で表される関係となるように制御された場合について説明する。ここで、 a 、 b 、 c 、 d は定数であるが、補助加圧室100の液圧の制御により自由に変更し得る値である。この場合に、剛性 (dF/dS) は、

$$dF/dS = \sqrt{\{k' (P_M - d) / k (P_M - b)\}}$$

となる。この式において、定数 $b = d$ とすれば、式の値が一定値 $\sqrt{(k' / k)}$ となることがわかる。また、仕事率 $\{dP_M / (F \times dS + S \times dF)\}$ は、 $\sqrt{(P_M - b)}$ を X とし、 $\sqrt{(P_M - d)}$ を Y とした場合、式
 仕事率 $= 2\sqrt{(k k')} XY / (X^2 + Y^2 + a\sqrt{k}X + c\sqrt{k'}Y)$
 となる。ここで、定数 a 、 c を0とし、かつ、 $X = Y$ ($b = d$) とすれば、式の値は一定値 $\sqrt{(k k')}$ となる。また、定数 a 、 c 、 d を0とすれば、 $2\sqrt{(k k')} \sqrt{\{P_M (P_M - b)\}} / (2P_M - b)$ となる。

【0026】

同様に、マスタシリンダ液圧 P_M と踏力 F との関係、マスタシリンダ液圧 P_M とストローク S との関係が、式

$$P_M = k (F - a)^{2/3}$$

$$P_M = k' (S - c)^2 + d$$

で表されるように、一般的な2/3次関数、二次関数で表される関係になるように制御された場合には、剛性 (dF/dS) は、

$$dF/dS = 3\sqrt{(k' / k^3)} \times \sqrt{\{P_M (P_M - d)\}}$$

となる。この式をテイラ展開すると、式

$$dF/dS \doteq 3\sqrt{(k' / k^3)} \times (P_M - d/2)$$

となり、マスタシリンダ液圧 P_M の一次関数になる。定数 d を0とした場合にも、液圧 P_M の一次関数になることが明らかである。ブレーキ力が大きくなると、剛性が大きくなる。

また、仕事率 $\{dP_M / (F \times dS + S \times dF)\}$ は、 $\sqrt{(P_M - d)}$ を M とし、 $\sqrt{P_M}$ を N とした場合に、式

$$2k\sqrt{(k k')} M / (N^3 + a k^{2/3} + 3c\sqrt{k'} MN + 3M^2 N)$$

で表される。ここで、定数 c 、 d を0とすれば、仕事率は、

$$2k\sqrt{(kk')/(4P_M + ak^{2/3}/\sqrt{P_M})}$$

となる。

【0027】

なお、補助液压室100の液压制御、容積制御室118の液压制御は、上述の場合に限らず、他の態様で行うこともできる。例えば、踏力と液压との関係、ストロークと液压との関係を、全領域において同じにしなくても、複数の領域に分けて、それぞれの領域において異なる関係を有するように制御することもできる。

また、踏力、ストロークに加えて、車速やブレーキペダル10の踏込速度を考慮することもできる。図9のグラフで表されるように、車速が大きい場合にブレーキ力がさらに大きくなるように制御することもできる。図に示す破線は、踏力との関係に基づいて制御された液压 P_M （図3のグラフで表される関係に基づいて制御された液压 P_M ）を表している。車速が大きい場合にブレーキ力を大きくすることができ、車両を良好に停止させることができる。車速は、制動中の車速であっても、制動開始時の車速であってもよい。

さらに、図10のグラフで表されるように、ブレーキペダル10の踏込速度が大きい場合にブレーキ力がさらに大きくなるように制御することができる。踏込速度が大きい場合は、緊急度が高く、運転者が早急に車両を停止させることを望んでいるからである。踏込速度は、ストロークセンサ150や踏力センサ148の出力信号の変化速度に基づいて取得することができるが、補助加圧室100の液压 P_S が一定の場合におけるマスタシリンダ液压の変化速度、容積制御室118の液压が一定の場合におけるストローク変化速度等に基づいて取得することもできる。

【0028】

また、補助液压室100、容積制御室118の液压制御は、路面の摩擦係数 μ 、作動液の粘度等に基づいて行うこともできる。例えば、摩擦係数 μ が小さい場合は大きい場合より、ブレーキ感度を低くしたり、補助駆動力を小さくしたりすることができ、粘度が高い場合は低い場合より、伝達遅れを考慮して補助駆動力を大きめにしてマスタシリンダ液压を高めにする事ができる。さらに、補助液

圧室 100 と容積制御室 118 との両方の液圧制御を行うことは不可欠ではなく、補助液圧室 100 の液圧制御のみでもよい。ストローク S とマスタシリンダ液圧 P_M との関係を制御することは不可欠ではない。

また、駆動力補助装置 81 を自動ブレーキとして作動させることもできる。すなわち、接近センサ等を搭載し、接近センサにより車両の前方の衝突危険範囲内に人、物等が存在することが検出された場合に、補助加圧室 100 の液圧を高くして、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていなくても、ブレーキを作動させるのである。補助加圧室 100 の液圧により、ブレーキペダル 10 を増圧方向へ回動させるとともに加圧ピストン 34 を移動させ、運転者がブレーキペダル 10 を踏み込まなくても、加圧室 30, 32 に液圧を発生させ、ブレーキ力を発生させることができる。

【0029】

それに対して、車輪の制動スリップ状態が路面の摩擦係数に対して過大になると、アンチロック制御が行われる。各ホイールシリンダ 22 ~ 28 がマスタシリンダ 12 に連通させられた状態で、各車輪 14 ~ 20 の制動スリップ状態がそれぞれ適正状態に保たれるように、電磁開閉弁 44, 48 が制御される。本実施形態においては、アンチロック制御中には、補助加圧室 100 の液圧が一定の低めの値に制御される。補助駆動力を小さくし、踏力の倍力率が小さくされればマスタシリンダ液圧を低くすることができる。また、補助駆動力を一定の値に保てば、アンチロック制御への影響を小さくすることができる。

【0030】

次に、駆動力補助装置 81 に異常が生じた場合について説明する。電気系統の異常時には電磁開閉弁 108 が連通状態に戻され、補助加圧室 100 はアキュムレータ 72 からマスタリザーバ 76 から遮断される一方加圧室 32 に連通させられる。ブレーキペダル 10 が踏み込まれると、補助加圧室 100 には、加圧室 32 から作動液が供給され、それにより、補助ピストン 92 が移動させられる。ブレーキペダル 10 の踏み込みが緩められた場合には、補助加圧室 100 の作動液は加圧室 32 に戻され、マスタリザーバ 76 に戻される。補助加圧室 100 が加圧室 32 に連通させられない場合には、補助加圧室 100 における作動液の

流出・流入が阻止され、補助ピストン 92 の移動が阻止されて、ブレーキペダル 10 の操作が不可能になるおそれがあるが、本実施形態においては、加圧室 32 との間で作動液の流出・流入が許容されるため、ブレーキペダル 10 が操作不能になることが回避される。

【0031】

電磁開閉弁 108 が連通状態に切り換えられ、補助加圧室 100 が加圧室 32 に連通させられると、補助加圧室 100 と加圧室 32 とで液圧は同じ高さとなり、その液圧 P_M' は、式

$$P_M' = F \times L_F / (L_M \times S_M - L_S \times S_S)$$

で表される大きさとなる。ここで、本実施形態においては、前述のように、 $L_M \times S_M > L_S \times S_S$ の関係が成立するようにされているため、液圧 P_M' が負の値になることが回避される。すなわち、加圧室 32 と補助加圧室 100 とを連通させると、加圧室 32 から補助加圧室 100 に作動液が流出させられることになるが、それによって加圧室 32 の圧力が負の値になり、ホイールシリンダ 26, 28 から作動液が逆流することはないのであり、ホイールシリンダ 26, 28 への作動液の供給が差し支えなく行われる。

【0032】

さらに、補助駆動力が 0 の場合における加圧室 32 の液圧 P_M は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M)$$

で表される大きさとなる。そこで、加圧室 32 と補助加圧室 100 とが連通させられた場合の加圧室の液圧 P_M' を、上述の液圧 P_M を用いると、式

$$P_M' = P_M \times L_M \times S_M / (L_M \times S_M - L_S \times S_S)$$

で表される大きさとなる。このように、電磁開閉弁 108 を連通状態にした場合における液圧 P_M' の補助駆動力が 0 の場合の液圧 P_M に対する比率は、

$$P_M' / P_M = 1 / \{1 - (L_S \times S_S / L_M \times S_M)\}$$

となる。上述のように、 $(L_S \times S_S / L_M \times S_M)$ が 1 より小さいため、この比率は 1 より大きくなることが明らかである。駆動力補助装置 81 の異常時に、加圧室 32 と補助加圧室 100 とを連通させれば、補助駆動力が 0 の場合よりブレーキ力を大きくすることができるのである。

それに対して、電磁開閉弁 62 は連通状態に保たれ、容積制御室 118 の液圧が保持される。増圧制御弁 122、減圧制御弁 124 への供給電流も 0 になるからであり、ストロークの制御は行われなくなるのである。

【0033】

増圧制御弁 74、減圧制御弁 75 が制御不能になったが、その他は正常である場合には、電磁開閉弁 108 へ電流が供給されなくなり、上述の場合と同様に連通状態に切り換えられるが、電磁開閉弁 62 は遮断状態に切り換えられる。アキュムレータ 72 の液圧が低下したわけではないため、ストローク制御装置 128 においては、増圧制御弁 122、減圧制御弁 124 の制御により、容積制御室 118 の液圧を制御することが可能となる。すなわち、容積可変室 116 をマスタシリンダ 12 から遮断した状態で、容積制御室 118 の液圧の制御により、容積可変室 116 の液圧を加圧室 30 の液圧より大きくすることが可能であり、ホイールシリンダ 22、24 の液圧をマスタシリンダ 12 の液圧より大きくすることができる。ストローク制御用シリンダ 64 は、増圧装置の機能も備えたものである。

【0034】

以上のように、本実施形態においては、補助加圧室 100 の液圧が電氣的に制御されるため、補助駆動力を電氣的に制御することができ、マスタシリンダ液圧を踏力に単純に比例した大きさとは異なる大きさに制御することもできる。マスタシリンダ液圧と踏力との関係を自由に変更することができるのである。また、ストローク制御装置 128 が設けられており、そのストローク制御用シリンダ 64 の容積制御室 118 の液圧も電氣的に制御されるようにされているため、マスタシリンダ液圧とストロークとの関係も自由に制御することができる。さらに、ストローク制御装置 128 を増圧装置としても機能させることができるため、構造を複雑にすることなく、異常時に大きなブレーキ力を得ることが可能となる。また、電磁開閉弁 108 が、駆動力補助装置 81 に異常が生じた場合に、連通状態に切り換えられるため、踏力を倍力することができるという利点がある。同様に、アキュムレータ 72 から高圧の作動液を供給可能な状態にあれば、駆動力補助装置 81 の異常時に、電磁開閉弁 62 が遮断状態に切り換えられることによ

って、ホイールシリンダ 22, 24 の液圧を大きくすることができる。

【0035】

以上のように、本実施形態においては、液圧制御装置 80 の補助加圧室 100 の液圧を制御する部分等によって補助駆動力制御装置が構成され、そのうちの、増圧制御弁 74, 減圧制御弁 75 を制御する部分等により、制御弁装置制御装置が構成される。電磁制御弁装置が、増圧制御弁 74 および減圧制御弁 75 等によって構成されるのである。また、異常時マスタ連通装置が、電磁開閉弁 108 および液圧制御装置 80 の電磁開閉弁 108 を制御する部分等により構成される。さらに、ストローク制御装置 128 のうち、液圧制御装置 80 の容積制御室 118 の液圧を制御する部分等により作動液授受量制御装置が構成され、異常時マスタ加圧室遮断装置が、電磁開閉弁 62 および液圧制御装置 80 のうちの電磁開閉弁 62 を制御する部分等により構成される。

【0036】

なお、上記実施形態においては、補助加圧室 100 の液圧、容積制御室 118 の液圧が、踏力、ストロークとマスタシリンダ液圧とが、図 3, 4 のグラフで表される関係を有するように制御されたが、踏力、ストロークと減速度とが、上述の関係を有するように制御されるようにすることもできる。この場合には、減速度センサ等を設ける必要がある。減速度の他、ホイールシリンダ液圧との関係に基づいて制御することもできる。

また、上記実施形態においては、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていない場合には、ストローク制御用シリンダ 64 の容積制御室 118 の液圧が、制御用ピストン 114 を中立位置において静止させ得る大きさに保たれていた。すなわち、リターンスプリング 126 の付勢力とつり合う大きさに保たれていたが、容積制御室 118 に、制御用ピストン 114 の中立位置においてリターンスプリング 126 の付勢力とつり合う付勢力を有するスプリングを配設すれば、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていない場合に、容積制御室 118 の液圧を大気圧まで低下させることができる。ブレーキペダル 10 の踏み込みが解除された場合に減圧制御弁 124 のソレノイドへの励磁電流を最大として、容積制御室 118 の作動液をマスリザーバ 78 に戻しておくことになり、ブレーキペダル 10 の踏み込みが

解除された後に、容積制御室 118 の液圧を制御する必要がなくなるという利点がある。

【0037】

さらに、液圧ブレーキ装置の構造は、上記実施形態におけるものに限らず、他の構造のものとすることもできる。その一例を図 12 に示す。この液圧ブレーキ装置においては、ストローク制御用シリンダ 64 の容積可変室 116 が液通路 165 を介して加圧室 30 に接続されるとともに、液通路 166 を介して液通路 36 に接続されている。この場合には、液通路 165 の途中に常開弁である電磁開閉弁 168 が設けられることになる。アキュムレータ 72 の液圧が設定液圧以下の低下した場合には、電磁開閉弁 168 が遮断状態に切り換えられ、容積可変室 116 と加圧室 30 とが遮断される。容積可変室 116 の液圧が加圧室 30 より高くされて、液通路 166、36 を介してホイールシリンダ 22、24 に伝達される。

【0038】

また、ストローク制御用シリンダを、図 13 に示す構造のものとすることもできる。ストローク制御用シリンダ 170 は、シリンダ本体 172 と、本体に摺動可能に設けられたストローク制御用ピストン 174 とを含むものである。シリンダ本体 172 の内部には小径部 175 と大径部 176 とを有する段付き穴が形成され、小径部 174 には小径ピストン 180 が摺動可能に配設され、大径部 176 には大径ピストン 182 が摺動可能に配設され、これら小径ピストン 180 と大径ピストン 182 とが連結ロッド 184 によって連結され、一体的に移動可能とされている。小径ピストン 180、大径ピストン 182、連結ロッド 184 等によってストローク制御用ピストン 174 が構成されるのである。小径部 174 の小径ピストン 180 の加圧室 30 側の液室が容積可変室 188 であり、小径ピストン 180 と大径ピストン 182 との間の液室が容積制御室 190 である。容積制御室 190 には、上記実施形態における場合と同様に、増圧制御弁 122、減圧制御弁 124 を介してアキュムレータ 72、マスタリザーバ 76 が接続されている。また、大径部 176 の大径ピストン 182 に対する容積制御室 190 の反対側の室は大気に連通させられるとともに、スプリング 192 が配設されてい

る。スプリング 192 は、ストローク制御用ピストン 174 を容積可変室 188 の容積を減少させる方向に付勢するものである。

【0039】

ブレーキペダル 10 が踏み込まれていない場合には、制御用ピストン 174 が中立位置に静止させられている。容積制御室 190 の液圧が、制御用ピストン 174 が中立位置にある状態において、スプリング 192 の付勢力とつり合う大きさに保たれるのである。この制御用ピストン 174 が中立位置にある状態から、容積制御室 190 の液圧を高くすれば、制御用ピストン 174 は図の左方へ移動させられ、容積可変室 188 の容積が大きくなり、加圧室 30 から作動液が流出させられる。容積制御室 190 の液圧を低くすれば、制御用ピストン 174 は右方へ移動させられ、容積可変室 188 の容積が小さくなり、加圧室 30 に作動液が供給されることになる。このように、容積制御室 190 の液圧の制御により、容積可変室 188 の容積が制御され、加圧室 30 との間の作動液の授受量が制御されるのである。

前述のように、本実施形態においては、スプリング 192 が制御用ピストン 174 を容積可変室 188 の容積を減少させる方向の付勢力を付与する状態で設けられているため、容積制御室 190 の液圧が低くなった場合には、制御用ピストン 174 は、右方へ移動させられることになる。そのため、ポンプ 70、アキュムレータ 72、増圧制御弁 122、減圧制御弁 124 の異常等により、容積制御室 190 の液圧が低くなっても、ブレーキペダル 10 の操作ストロークが大きくなることを回避することができる。

【0040】

さらに、ストローク制御装置 128、電磁開閉弁 62 は不可欠ではない。ストローク制御装置 128 等が設けられていなくても、踏力とマスタシリンダ液圧との関係を自由に制御することが可能となる。また、補助加圧室 100 と加圧室 32 との間の電磁開閉弁 108 も不可欠ではないが、電磁開閉弁 108 の代わりに、図 14 に示すように、マスタリザーバ 76 と補助加圧室 100 との間に電磁開閉弁 210 を設ける必要がある。電磁開閉弁 210 は、常開弁であるが、駆動力補助装置 81 が正常な場合には、遮断状態に保たれ、補助加圧室 100 の液圧が

、増圧制御弁 74，減圧制御弁 75 の制御により制御される。電気系統に異常が生じた場合には、電磁開閉弁 210 のソレノイドへの励磁電流が 0 にされることにより、連通状態に戻される。補助加圧室 100 がマスタリザーバ 76 に連通させられるため、ブレーキペダル 10 の踏込みに伴い補助加圧室 100 にマスタリザーバ 76 から作動液が供給されることになり、補助ピストン 92 がブレーキペダル 10 の操作に応じて移動することが可能となる。ブレーキペダル 10 の踏込みが戻されれば、補助加圧室 100 の作動液は、電磁開閉弁 210 を経てマスタリザーバ 76 に戻される。本実施形態においては、補助駆動力は 0 であるため、マスタシリンダ 12 の加圧室 30，32 には、踏力に応じた液圧が発生させられることになる。

【0041】

さらに、補助シリンダ 78 を、マスタシリンダ 12 と一体的に設けることもできる。このようにすれば、部品点数を減らすことができるという利点がある。図 15 に示すように、マスタシリンダ 12 内のブレーキペダル 10 に連携させられた加圧ピストン 220 の前方（図の左方）が加圧室 222 とされ、後方（図の右方のブレーキペダル側）の室が補助加圧室 224 とされる。補助加圧室 224 には、上述の実施形態における場合と同様に、アキュムレータ 72 が増圧制御弁 74 を介して接続されるとともに、マスタリザーバ 76 が減圧制御弁 75 を介して接続される。補助加圧室 224 の液圧を高くすれば、加圧ピストン 220 に加えられる力を大きくすることができる。

【0042】

この場合には、図 16 に示すように、ブレーキペダル 10 の加圧ピストン 220 が連携させられている位置と補助ピストンが連携させられている位置とが同じになるため、これらの支点 96 からの距離が同じになる（ $L_M = L_S$ ）。また、補助ピストンの受圧面積 S_S は、加圧ピストンの受圧面積 S_M からピストンロッドの断面積 S_0 を引いた大きさとなる（ $S_S = S_M - S_0$ ）。

したがって、マスタシリンダ液圧 P_M は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M) + P_S \times (S_M - S_0) / S_M$$

となる。

【0043】

また、液圧ブレーキ装置の構造を、図17に示す態様のものとすることもできる。この液圧ブレーキ装置においては、補助加圧室100とマスタリザーバ76との間に逆止弁230が設けられている。逆止弁230は、マスタリザーバ76から補助加圧室100へ向かう方向の作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止するものである。

ポンプ70等の電気系統に異常が生じた場合には、電磁開閉弁108が連通状態に保たれるため、補助加圧室100と加圧室32とは連通状態にされることになるが、電磁開閉弁108の異常により、遮断状態に保たれたままの場合がある。その場合には、補助加圧室100がアキュムレータ72からの、マスタリザーバ76からも遮断され、作動液の流出・流入が阻止されることになる。それを回避するために、逆止弁230を設けたのである。電気系統に異常が生じて、ブレーキペダル10が操作されれば、それに伴って補助加圧室100にマスタリザーバ76から逆止弁230を経て作動液が供給され、ブレーキペダル10の操作が許容される。また、この場合には、減圧制御弁75のスプリング104が付勢力が非常に小さいものとされているため、減圧制御弁75のコイル102に電流が供給されなくても、ブレーキペダル10の踏み込みが解除された場合には、補助加圧室100から減圧制御弁75を経て作動液をマスタリザーバ76に戻ることが可能となる。

【0044】

さらに、電磁開閉弁108は、アキュムレータ72の液圧が設定液圧より低下した場合に遮断状態に機械的に切り換えられるパイロット式の切換弁としてもよい。また、ポンプ70を駆動するモータ84とポンプ56を駆動するモータ60とを共通のものとすることもできる。さらに、補助シリンダにおける作動とストローク制御用シリンダ64における作動との少なくとも一方は液圧によらなくても、電動モータの駆動によるようにすることもできる。その場合には、電動モータの制御により、補助ピストンに加えられる電動補助力が制御されたり、容積可変室116の容積が制御されたりする。電動モータを利用した場合には、補助シリンダは不要であり、ブレーキペダル10に連携させられる補助ロッドがあれば

よい。電動モータを設ければ、ポンプ 70, アキュムレータ 72, 増圧制御弁 74, 122, 減圧制御弁 75, 124 等が不要になるため、その分、省スペースを図ることができる。電動モータに異常が生じた場合には、上述と同様に、電磁開閉弁 108, 62 等が切り換えられるようにすればよい。また、電磁切換弁 62 は、マスタシリンダ 12 の加圧室 32 に液圧が発生させられなくなった場合に遮断状態に切り換えられるようにすることもできる。この場合には、加圧室 32 の液圧を検出する液圧センサを設け、踏力センサ 148 によってブレーキペダル 10 が踏み込まれていることが検出されたにもかかわらず、液圧センサによる検出液圧が設定液圧より小さい場合に、電磁開閉弁 62 が遮断状態に切り換えられるようにするのである。

【0045】

また、駆動力補助装置 81 を利用してトラクション制御、ビークルスタビリティ制御等の旋回制御等を行うことも可能である。トラクション制御、旋回制御において、制御対象輪でない車輪については、電磁開閉弁 44 を閉状態とすれば、その車輪のホイールシリンダの液圧が制御されないことになる。

その他、いちいち例示することはしないが、特許請求の範囲を逸脱することなく当業者の知識に基づいて種々の変形、改良を施した態様で本発明を実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 2】

上記液圧ブレーキ装置のブレーキペダル周辺を模式的に示す図である。

【図 3】

上記液圧ブレーキ装置において制御されるマスタシリンダ液圧と踏力との関係を示す図である。

【図 4】

上記液圧ブレーキ装置において制御されるマスタシリンダ液圧とストロークとの関係を示す図である。

【図 5】

上記液圧ブレーキ装置において、上述のように制御された場合の仕事率とマスタシリンダ液圧との関係を示す図である。

【図 6】

上記液圧ブレーキ装置において、上述のように制御された場合の剛性とマスタシリンダ液圧との関係を示す図である。

【図 7】

上記液圧ブレーキ装置に含まれる圧力スイッチの作動特性を示す図である。

【図 8】

上記液圧ブレーキ装置に含まれる液圧制御装置のROMに格納されたモータ制御プログラムを表すフローチャートである。

【図 9】

上記液圧ブレーキ装置において制御された車速とマスタシリンダ液圧との関係を示す図である。

【図 10】

上記液圧ブレーキ装置において制御された踏込速度とマスタシリンダ液圧との関係を示す図である。

【図 11】

上記液圧ブレーキ装置に含まれる増圧制御弁の断面図である。

【図 12】

本発明の別の一実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 13】

本発明のさらに別の一実施形態である液圧ブレーキ装置のストローク制御用シリンダの断面図である。

【図 14】

本発明のさらに別の一実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 15】

本発明のさらに別の一実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 16】

上記液圧ブレーキ装置のブレーキペダル周辺を模式的に示す図である。

【図 17】

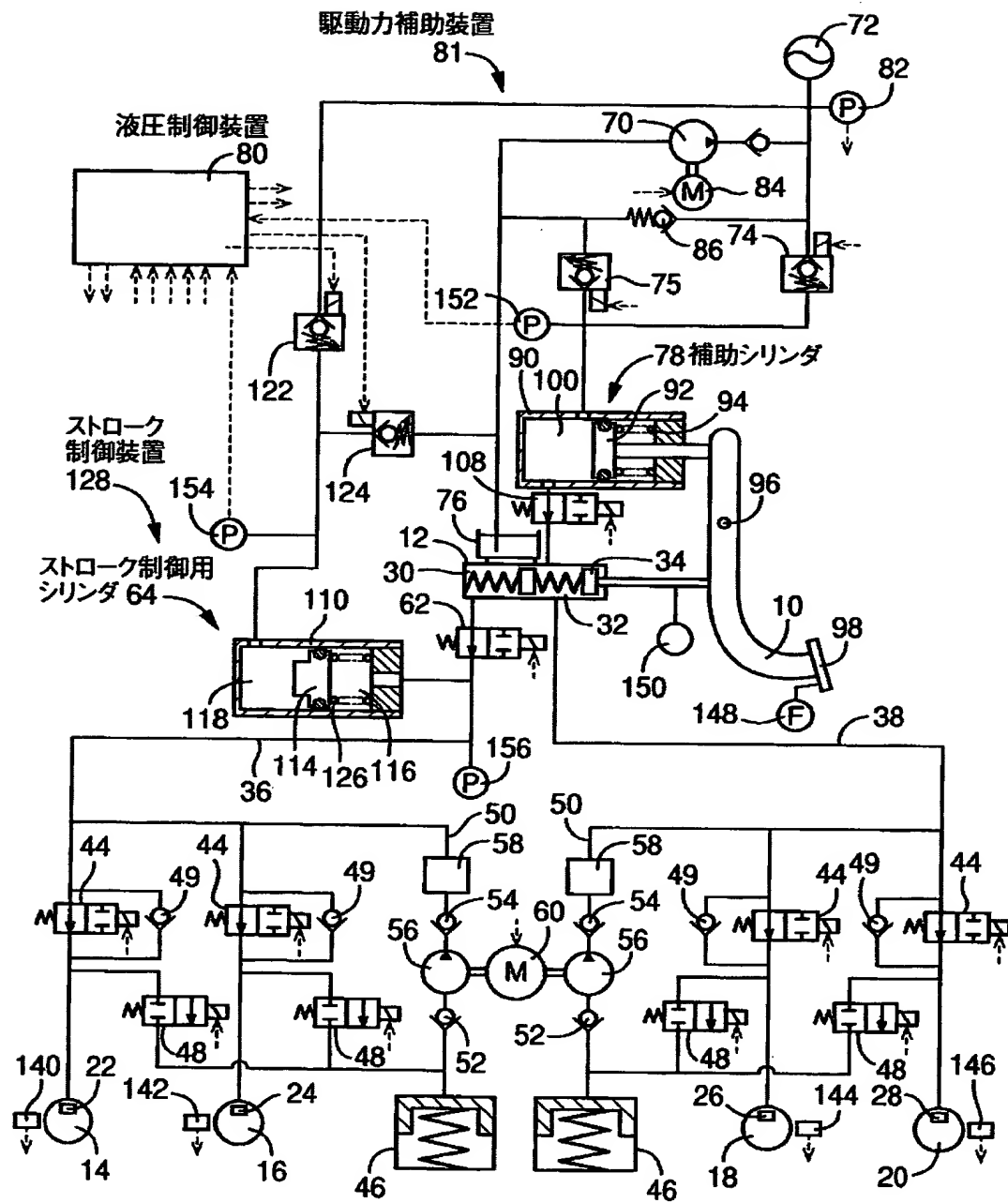
本発明のさらに別の一実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【符号の説明】

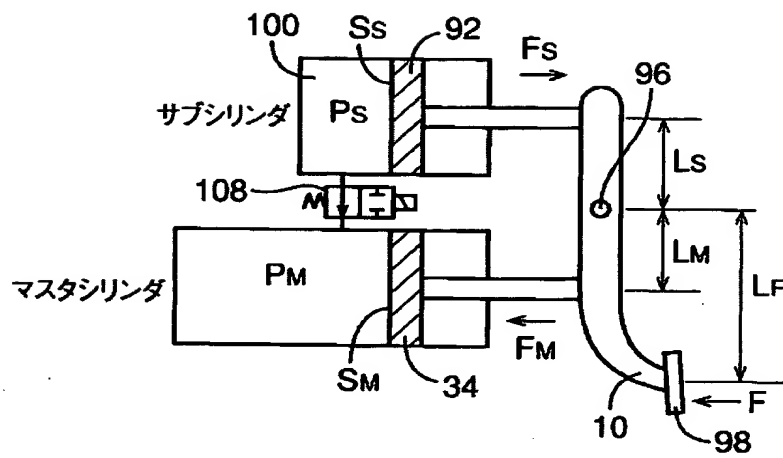
- 10 ブレーキペダル
- 12 マスタシリンダ
- 22, 24, 26, 28 ホイールシリンダ
- 34 加圧ピストン
- 62 電磁開閉弁
- 64 ストローク制御用シリンダ
- 70 ポンプ
- 72 アキュムレータ
- 74 増圧制御弁
- 76 減圧制御弁
- 78 補助シリンダ
- 80 液圧制御装置
- 81 駆動力補助装置
- 92 補助ピストン
- 100 補助加圧室
- 108 電磁開閉弁
- 116 容積可変室
- 118 容積制御室
- 122 増圧制御弁
- 124 減圧制御弁
- 128 ストローク制御装置

【書類名】 図面

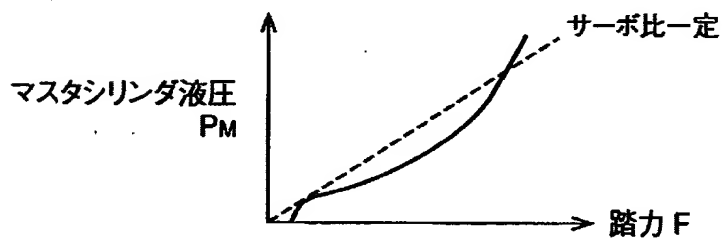
【図1】



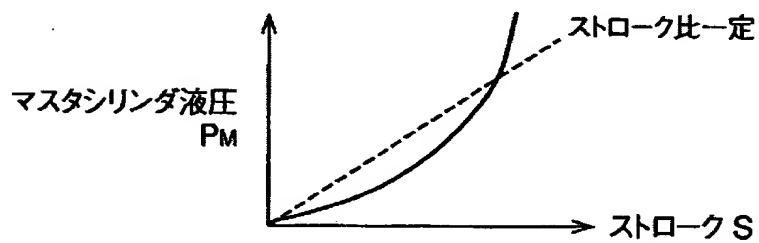
【図 2】



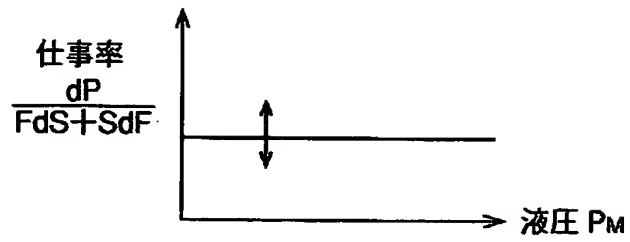
【図 3】



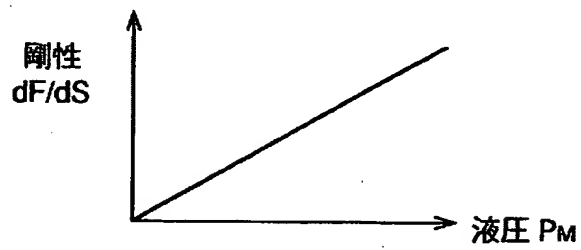
【図 4】



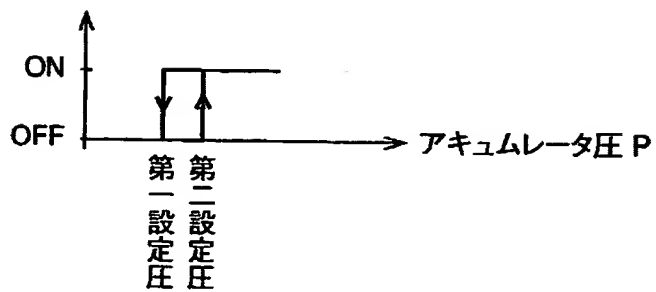
【図 5】



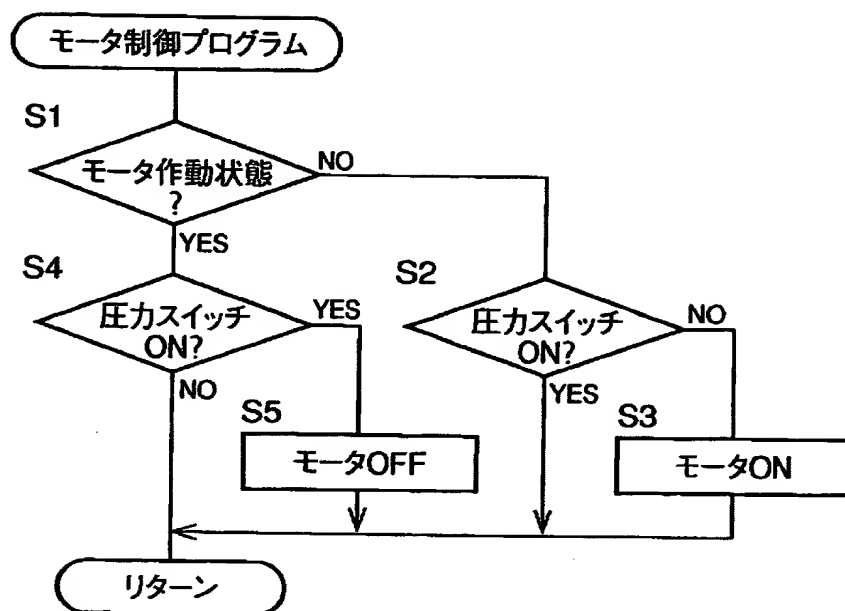
【図 6】



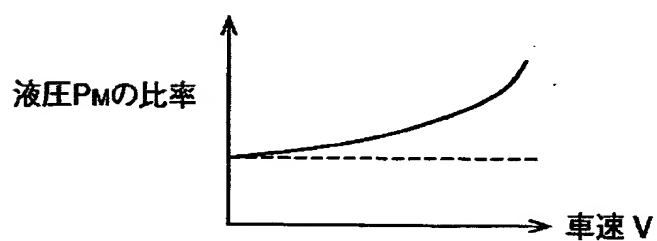
【図 7】



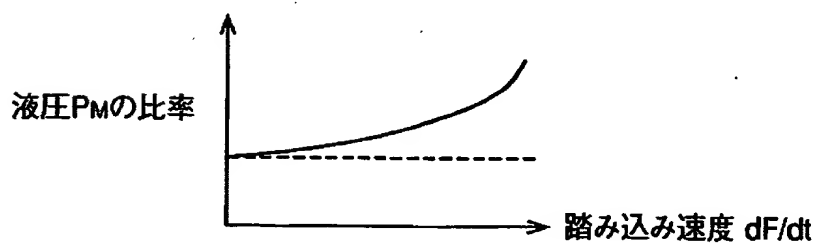
【図8】



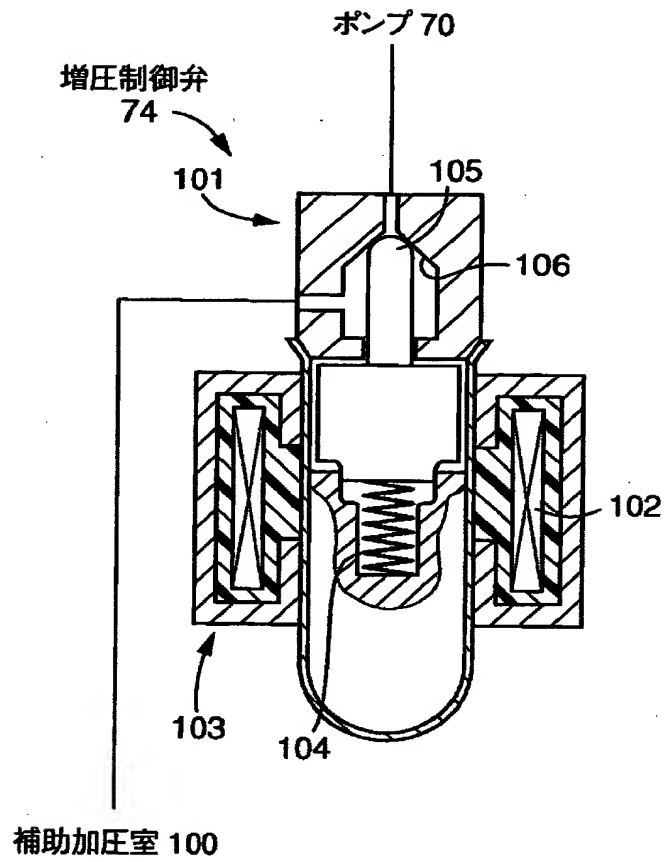
【図9】



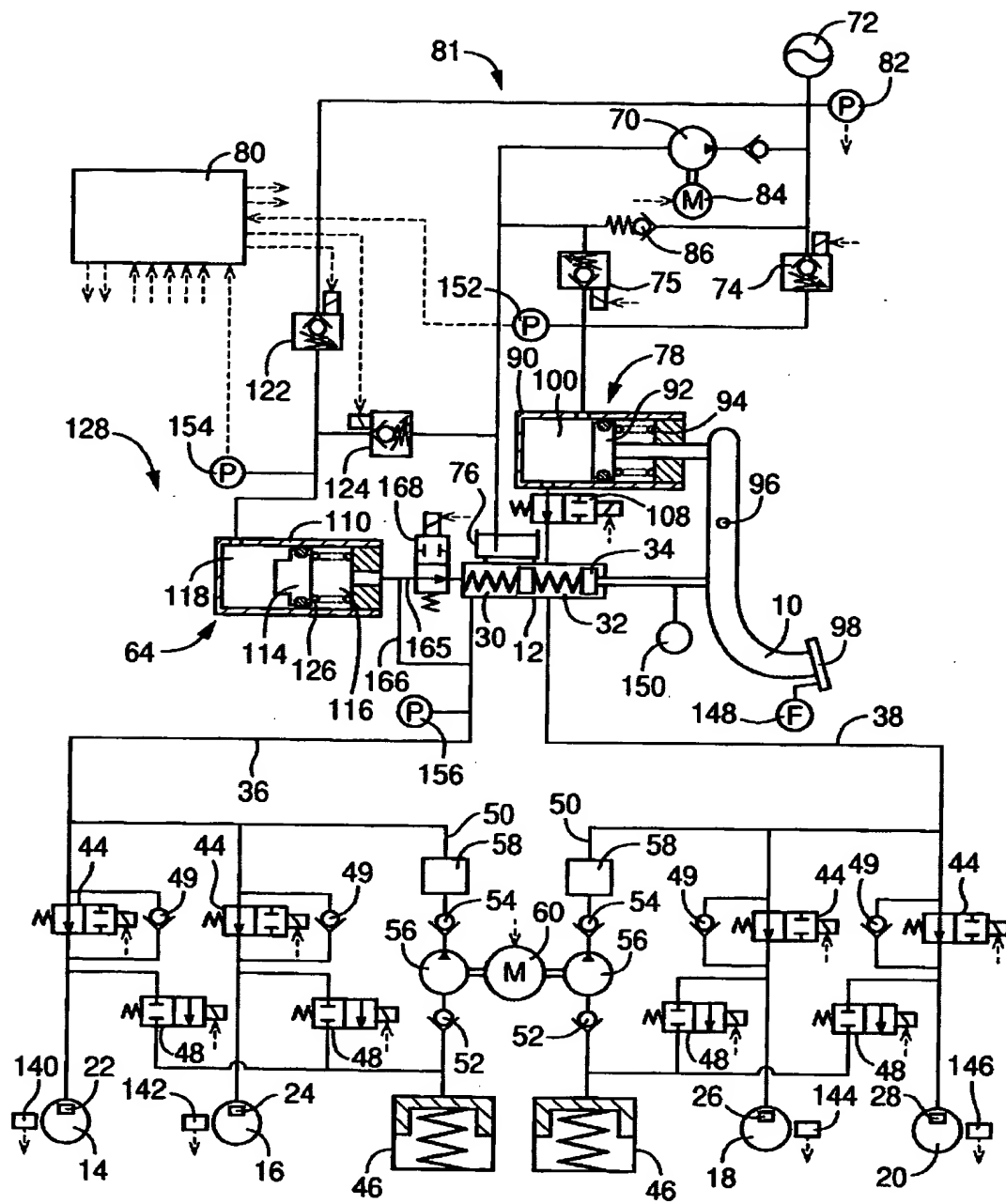
【図10】



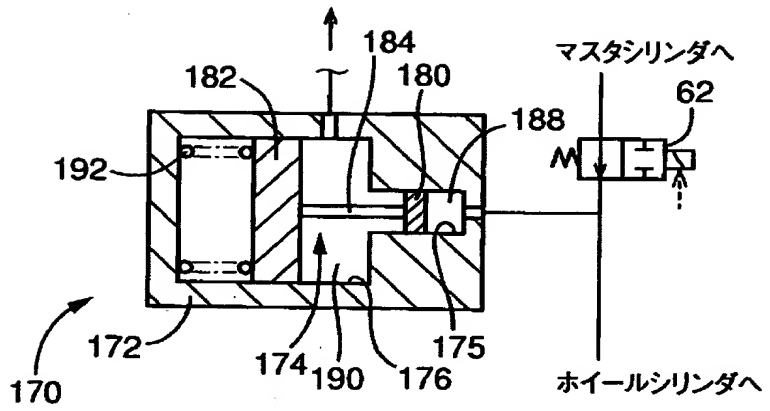
【図 11】



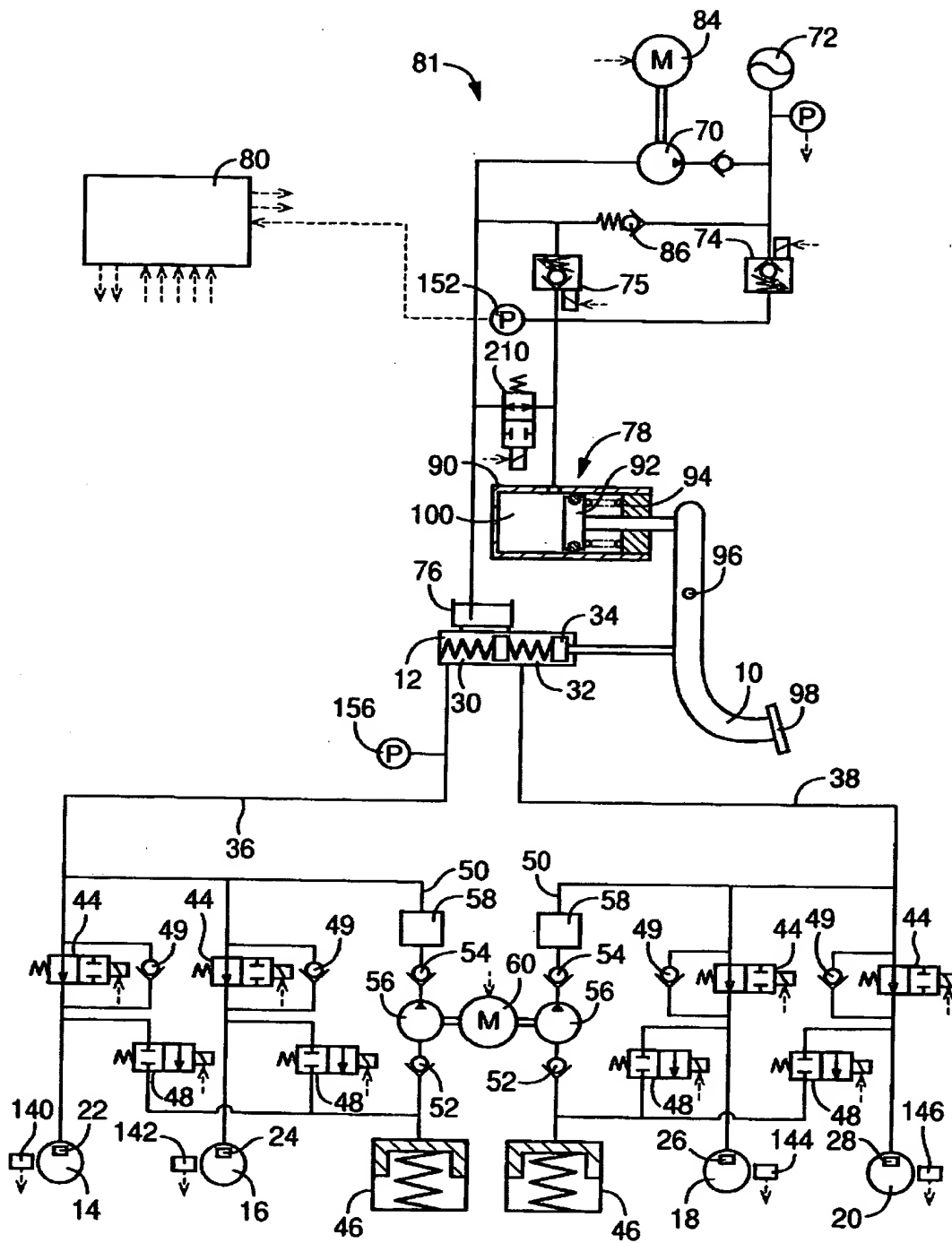
【図 12】



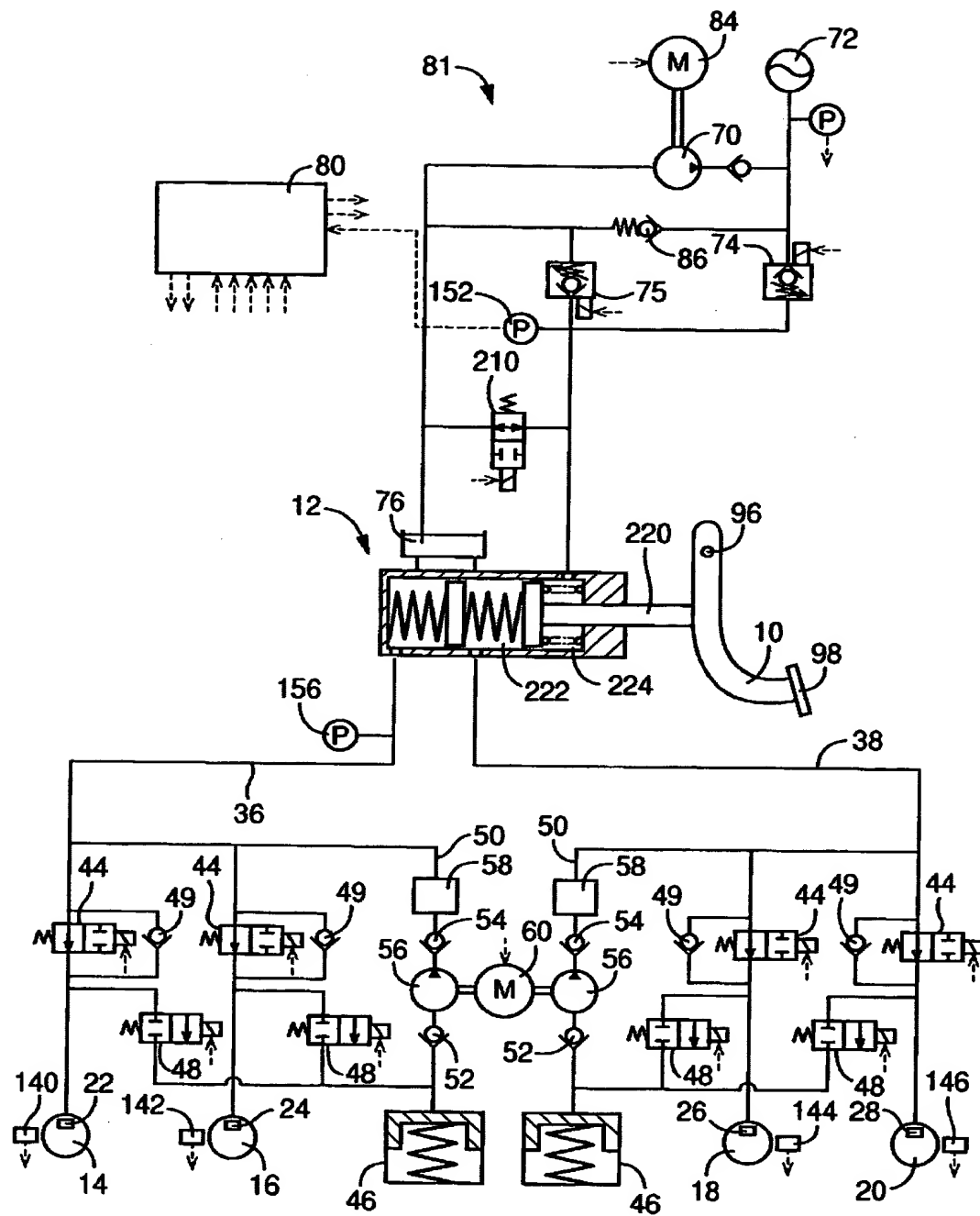
【図 13】



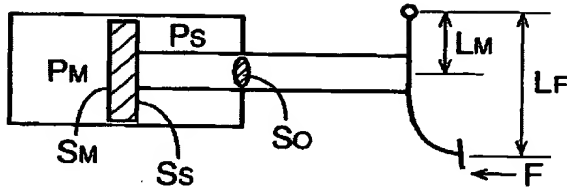
【図 14】



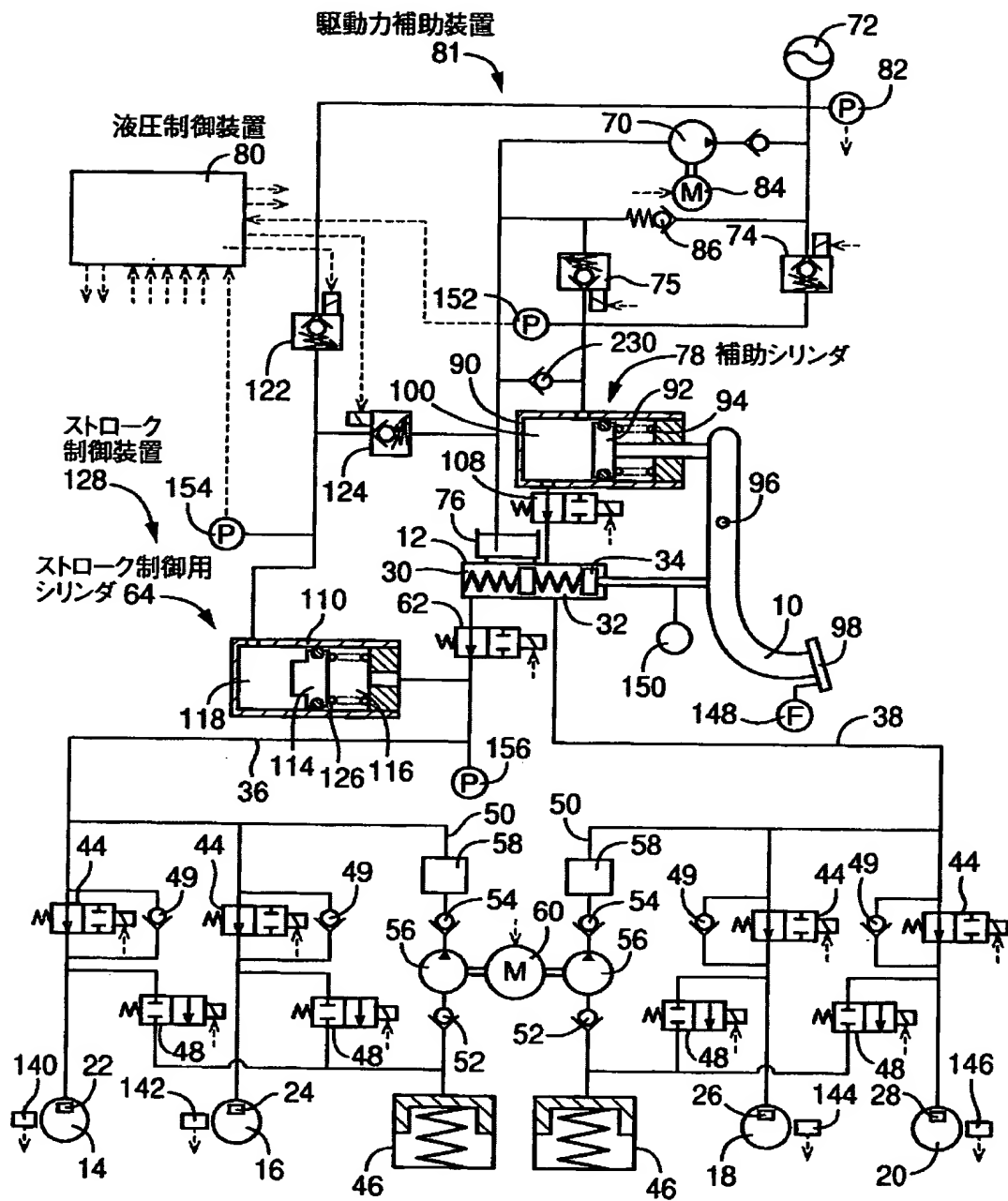
【図 15】



【図 16】



【図 17】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 マスタシリンダの加圧ピストンにブレーキ操作部材の操作力に応じた主駆動力とは別に補助駆動力を加える駆動力補助装置を備えた液圧ブレーキ装置において補助駆動力を電氣的に制御可能にする。

【解決手段】 補助シリンダ 78 は、ブレーキペダル 10 に連携させられる補助ピストン 92 と、液圧により補助ピストン 92 に液圧駆動力を加える補助加圧室 100 とを含むものである。補助加圧室 100 の液圧は、増圧制御弁 74, 減圧制御弁 75 のソレノイドの励磁電流を制御することによって制御可能とされている。補助加圧室 100 の液圧の制御により補助ピストン 92 に加えられる液圧駆動力が制御され、ブレーキペダル 10 を介して加圧ピストン 34 に加えられる補助駆動力が制御される。このように、補助駆動力が電氣的に制御可能とされるのであり、制御の自由度を向上させることができる。

【選択図】 図 1

【書類名】 職権訂正データ
【訂正書類】 特許願

<認定情報・付加情報>

【特許出願人】
【識別番号】 000003207
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地
【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社
【代理人】 申請人
【識別番号】 100079669
【住所又は居所】 愛知県名古屋市中村区名駅3丁目14番16号 東
洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】 神戸 典和
【選任した代理人】
【識別番号】 100085361
【住所又は居所】 愛知県名古屋市中村区名駅3丁目14番16号 東
洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】 池田 治幸
【選任した代理人】
【識別番号】 100078190
【住所又は居所】 愛知県名古屋市中村区名駅3丁目14番16号 東
洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】 中島 三千雄
【選任した代理人】
【識別番号】 100107674
【住所又は居所】 名古屋市中村区名駅三丁目14番16号 東洋ビル
創和国际特許事務所
【氏名又は名称】 来栖 和則

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日	1990年 8月27日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社